

Моделирование распределения температурных полей в обрабатываемой заготовке из субмикроструктурированного титана / *А.А. Симонова, В.А. Фадеев, Н.В. Верезуб, Д.Н. Головки* // Високі технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ «ХПІ», 2009. – вип.2(19). – С. 154-156. **9.** *Verezub N.V.* The Management of Surface Quality of Metal with Nano and Submicrocrystalline Structure during Machining / *N.V. Verezub, G. Kaplay, A.A. Symonova* // Сучасні технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ «ХПІ», 2010. – вип.5. – С. 244-249. **10.** *Geiger J.* Simulation of grain coarsening in two dimensions by cellular-automation / *J. Geiger, A. Roos, P. Barkoczy* // Acta Mater. – 2001. – 49. – Р. 623-629. **11.** *Симонова А.А.* Обеспечение необходимого качества поверхностного слоя объемных нанокристаллических металлов после механической обработки / *А.А. Симонова* // Наукові нотатки. – Луцьк: Луцький державний технічний університет, 2009. – вип.24. – С. 500-506.

Надійшла до редколегії 15.09.2010

УДК 621.9

В.Б. СТРУТИНСЬКИЙ, д-р техн. наук, професор, НТУУ „КПІ”, Київ;
В.М. ДРОЗДЕНКО, інженер, НТУУ „КПІ”, Київ;
О.Я. ЮРЧИШИН, канд. техн. наук, доцент, НТУУ „КПІ”, Київ

ДИНАМІЧНІ РЕЖИМИ РОБОТИ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА, ОБУМОВЛЕНІ ДІЄЮ ПОЛЯ ГІРОСКОПІЧНИХ МОМЕНТІВ У ПРИВОДІ ГОЛОВНОГО РУХУ

Проведено математичне моделювання впливу поля гіроскопічних моментів на показники динамічної точності токарного обладнання, яке має рухому шпиндельну бабку. Розроблено спеціальну методику для визначення впливу поля динамічних силових факторів на поперечно-кутові коливання шпиндельної бабки та деталі, встановленої в патроні.

Проведено математическое моделирование влияния поля гироскопических моментов на показатели динамической точности токарного оборудования, которое имеет подвижную шпиндельную бабку. Разработана специальная методика для определения влияния поля динамических силовых факторов на поперечно-угловые колебания шпиндельной бабки и детали, установленной в патроне.

The mathematical design of influence of the field of gyroscopic moments is conducted on the indexes of dynamic exactness of lathe equipment which has a mobile spindle holder. The special method is developed for determination of influence of the field of dynamic power factors on the transversal-angular vibrations of spindle holder and detail, set in a cartridge.

Актуальність

Токарне металообробне обладнання з рухомою шпиндельною бабкою широко використовується в сучасному виробництві. Воно має широкі функціональні можливості, відзначається продуктивністю та гнучкістю технологічного процесу.

Токарні верстати з рухомою шпиндельною бабкою потребують вивчення складних задач динаміки верстатів. Дослідження динамічних режимів роботи

токарного обладнання з рухомою шпindelною бабкою являє собою актуальну науково технічну проблему, яка має важливе значення для розвитку машинобудування.

Постановка проблеми в загальному вигляді

В практиці верстатобудування реалізовано різні схеми металообробного обладнання. Рациональним є схемне рішення в якому шпindelний вузол встановлено у спеціальній шпindelній бабці, що здійснює рух в певній площині. Переміщення шпindelної бабки забезпечується спеціальними мехатронними системами керування [2].

Металорізальний верстат з рухомою шпindelною бабкою є складною технічною системою. Процеси в динамічній системі верстата обумовлені просторовим коливальним рухом окремих вузлів. Дослідження таких систем, зокрема їх динамічних процесів, ефективно здійснюється методами математичного моделювання. Розробка математичних моделей потребує врахування специфіки просторових рухів обертового шпинделя та навантажень, які при цьому виникають.

Зв'язок проблеми із важливими науковими та практичними завданнями

Розглянута проблема лежить в основі розв'язання важливих наукових та практичних завдань, пов'язаних з розробкою прогресивного металообробного обладнання. Підвищення показників динамічної точності верстатів сприяє розвитку вітчизняного верстатобудування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій на які спирається автор

В даний час розроблено і використовується різноманітне токарне металообробне обладнання з рухомою шпindelною бабкою [2]. Номінальне переміщення шпindelної бабки в таких верстатах є поступальним. При цьому шпindel зміщується в площині паралельній вісі шпинделя. Це дає можливість здійснювати якісну обробку поверхонь різного виду.

Переміщення шпindelної бабки супроводжується її поперечно-кутовими коливаннями. При цьому на обертові вали привода головного руху діє поле гіроскопічних моментів.

В літературних джерелах не виявлено даних про вплив даних гіроскопічних моментів на загальне динамічне навантаження та переміщення шпинделя верстата. Відсутні методи розрахунку шпindelних вузлів, які навантажені гіроскопічними моментами.

Вирішення невирішеної раніше частин загальної проблеми

До невирішеної раніше частини загальної проблеми створення точного та надійного токарного верстатного обладнання відноситься розробка динамічних моделей просторових рухів окремих вузлів верстата, зокрема рухомої шпindelної бабки із обертовим шпindelом. На основі динамічної моделі будуватиметься розрахункова схема і розроблятиметься математична модель динамічних процесів.

Визначення мети і завдань досліджень

Метою досліджень є математичне моделювання впливу поля гіроскопічних моментів на показники динамічної точності токарного обладнання, яке має рухому шпindelьну бабку. Основними завданнями досліджень є розробка спеціальної методики для визначення впливу поля динамічних силових факторів на поперечно-кутові коливання шпindelьної бабки, а відповідно і деталі встановленої в патроні.

Виклад матеріалу з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів

Рухомі шпindelьні вузли використовуються в прогресивному токарному металообробному обладнанні – верстаті ПАБ 350 розробки концерну «Веркон» (рис. 1).

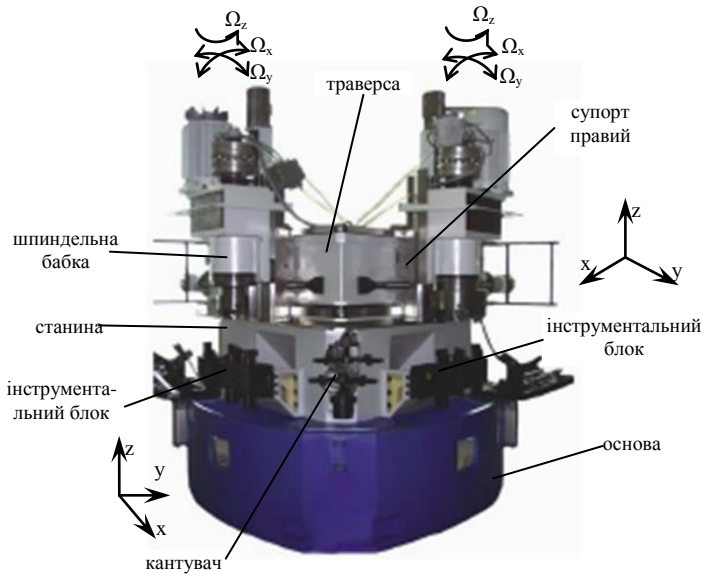


Рисунок 1 – Основні вузли верстата ПАБ-350

Вертикальний двохшпindelьний токарний верстат з ЧПК ПАБ-350 має два переміщувані вертикально розташовані шпindelі з приводами головного руху. Шпindelі із закріпленими в патронах деталями розташовані вертикально над нерухомо встановленим інструментом. Вони переміщуються в двох напрямках.

Супорт хрестовий складається з подовжніх і поперечних салазок, що переміщуються на направляючих. На кожному супорті встановлюється шпindelьна бабка з приводом головного руху.

Оптимальна конструкція станини і шпindelних бабок виключає взаємний вплив шпindelів, дозволяючи одночасно здійснювати чорнову обробку на одному шпindelі і чистову – на іншому.

На станині встановлюються два інструментальних блоки по одному для кожного супорта, таким чином, щоб забезпечити процес обробки закріплених в затискних пристроях шпindelів деталей.

Кожен шпindel та вали привода головного руху мають автономний електропривод головного руху та спеціальні підшипникові опори, що забезпечують необхідну статичну і динамічну точність його обертання.

Високообертовий шпindel має значний кінетичний момент. Це приводить до виникнення поля інтенсивних гіроскопічних моментів в динамічній системі шпindelної групи при наявності переносних поворотних рухів шпindelних бабок.

Хрестові супорти мають значну масу і габарити. Вони встановлені на напрямних із значним вильотом. Хрестовий супорт як просторова динамічна система має шість ступенів вільності. Переміщення супорта разом із шпindelем відповідають просторовим переміщенням еквівалентного твердого тіла навколо вісей x та y . Поперечно-кутові переміщення навколо вісі z не приводять до виникнення поля гіроскопічних моментів оберткових валів. Поступальні переміщення хрестового супорта в напрямках x , y та z також не дають додаткових навантажень у вигляді гіроскопічних моментів.

Розглянемо поперечно-кутові переміщення супорта відносно вісі x . В площині, перпендикулярній вісі x хрестовий супорт здійснює поперечно-кутові коливання незначної амплітуди, але високої частоти. Поворот супорта навколо вісі x характеризується кутом відхилення φ_x та кутовою швидкістю Ω_x (рис. 2).

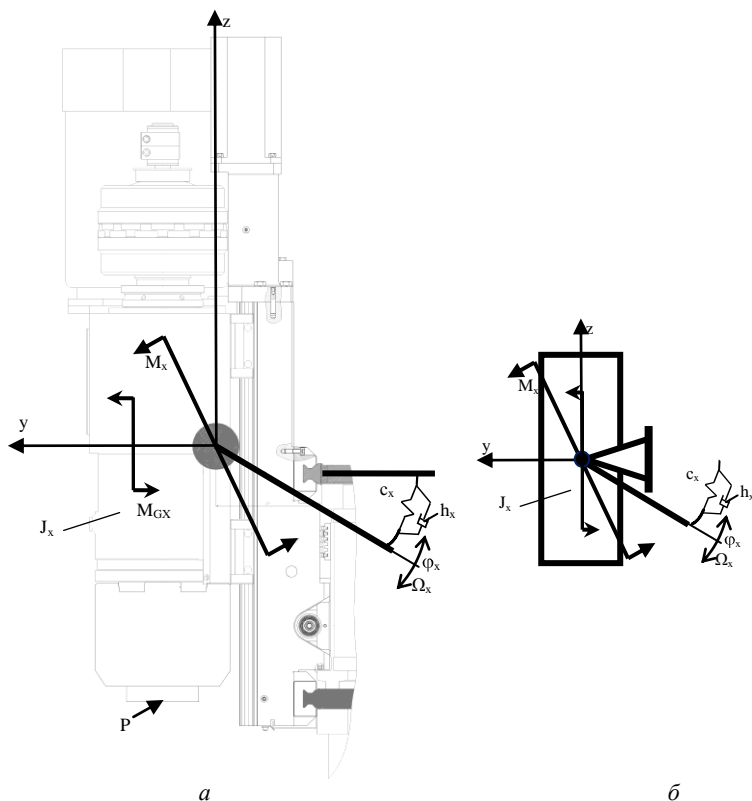


Рисунок 2 – Загальний вигляд хрестового супорта в площині перпендикулярній вісі x (а) та динамічна модель поперечно-кутових коливань супорта відносно вісі x (б)

На динамічну систему діють зовнішні силові фактори у вигляді моментів сил різання M_x та поле гіроскопічних моментів, яке діє на шпиндель і обертові вали привода головного руху та ротор електродвигуна і характеризується еквівалентним моментом M_{GX} . Супорт із шпиндельною бабкою, приводом головного руху та електродвигуном здійснює обмежені поперечно-кутові коливальні рухи відносно вісі x . Коливання мають незначну амплітуду і відбуваються в межах пружних деформацій напрямних та спряжень деталей пружної системи супорта. Пружні деформації характеризуються еквівалентною крутильною жорсткістю c_x . При поперечно-кутових коливаннях виникають сили опору. Вони характеризуються еквівалентним коефіцієнтом опору динамічної системи h_x при поперечно-кутових переміщеннях супорта навколо вісі x .

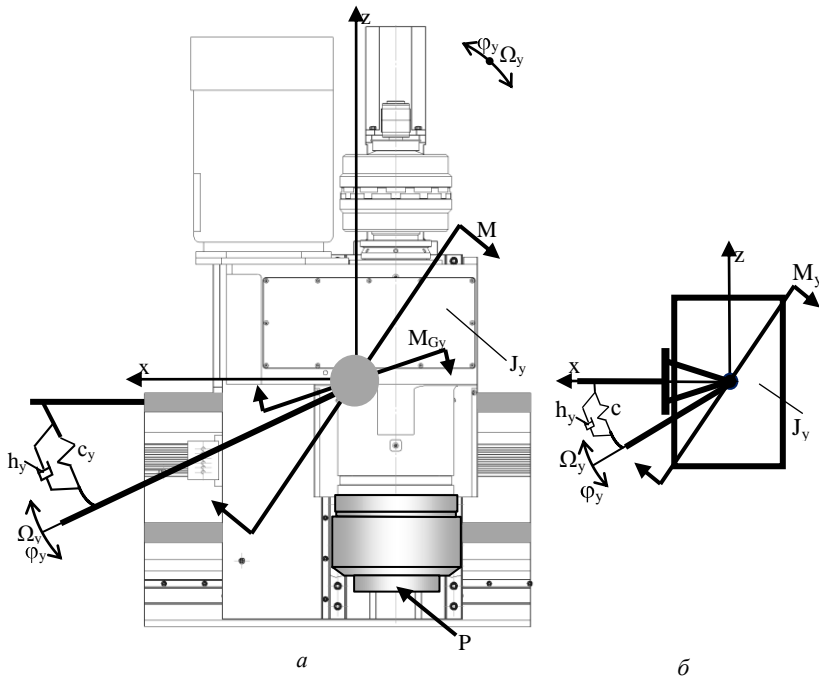


Рисунок 3 – Загальний вигляд хрестового супорта в площині, перпендикулярній вісі у (а) та динамічна модель поперечно-кутових переміщень супорта навколо вісі у (б)

Аналогічно відбуваються поперечно-кутові коливання динамічної системи супорта навколо вісі у (рис. 3). Коливання відбуваються під дією зовнішніх моментів сил, зокрема, моментів від дії сили різання M_y та гіроскопічних моментів M_{Gy} .

Розглянуті динамічні моделі поперечно-кутових переміщень супорта відповідають одномасовим динамічним системам. Рівняння поперечно-кутових переміщень супорта відносно вісі у має вигляд

$$J_y \frac{d^2 \phi_y}{dt^2} + h_y \frac{d\phi_y}{dt} + c_y \phi_y = M_y + M_{Gy} \quad (1)$$

де J_y – момент інерції супорта при його поперечно-кутових переміщеннях навколо вісі у; ϕ_y – кутове відхилення супорта відносно середнього положення; h_y – коефіцієнт опору динамічної системи супорта при поперечно-кутових коливаннях навколо вісі у; c_y – еквівалентна поперечно-кутова жорсткість динамічної системи супорта; M_y – момент сил різання, які діють на супорт; M_{Gy} – гіроскопічний момент, який діє на супорт.

Рівняння динаміки (1) при поперечно-кутових коливаннях супорта відносно вісі у приводиться до вигляду рівняння еквівалентної коливальної ланки

$$T_y^2 \frac{d^2 \varphi_y}{dt^2} + 2\zeta_y T_y \frac{d\varphi_y}{dt} + \varphi_y = K_y \frac{M_y + M_{Gy}}{J_y} \quad (2)$$

де $K_y = 1/c_y$ – коефіцієнт передачі динамічної системи супорта при його коливаннях навколо вісі у; $\zeta_y = \frac{h_y}{2\sqrt{c_y J_y}}$ – параметр згасання поперечно-

кутових коливань супорта.

Диференціальне рівняння (2) відповідає передавальній функції по моментному навантаженню

$$W_{y(S)} = \frac{\varphi_{y(S)}}{M_{y(S)} + M_{Gy(S)}} = \frac{K_y}{T_y^2 S^2 + 2\zeta_y T_y S + 1} \quad (3)$$

Кутова швидкість поперечно-кутових коливань супорта при його повороті навколо вісі у визначається диференціюванням:

$$\Omega_y = \frac{d\varphi_y}{dt} \quad (4)$$

При цьому передавальна функція для знаходження кутової швидкості буде мати вигляд

$$W_{\Omega_y(S)} = \frac{\Omega_{y(S)}}{M_{y(S)} + M_{Gy(S)}} = \frac{K_y S}{T_y^2 S^2 + 2\zeta_y T_y S + 1} \quad (5)$$

Відповідно наведеним передавальним функціям (3-5) побудовано фрагмент структурної схеми, який визначає параметри поперечно-кутових коливань супорта навколо вісі у (рис. 4).

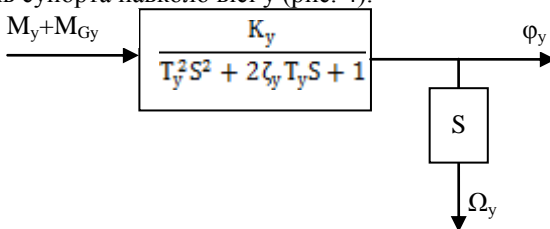


Рисунок 4 – Структурна математична модель для визначення параметрів поперечно-кутових коливань супорта навколо вісі у.

Об'єднавши моделі динамічної системи, що визначають взаємозалежні поперечно-кутові коливання супорта навколо вісей x і у, одержимо загальну структурну математичну модель просторових динамічних переміщень супорта (рис. 5).

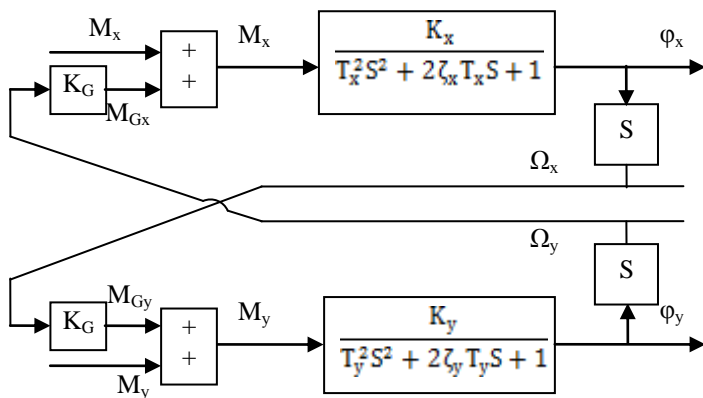


Рисунок 5 – Блок-схема математичної моделі поперечно-кутових коливань супорта із шпindelною бабкою

В динамічній системі супорта діють різноманітні силові фактори. Дослідження їх впливу на поперечно-кутові коливання із врахуванням дії гіроскопічних моментів здійснено по спеціальній методиці. Прийнято, що всі моментні навантаження на супорт можна подати у вигляді еквівалентного випадкового моментного навантаження. Основний стохастичний вплив на динамічну систему має місце за рахунок випадкових змін сили різання. Тому момент поданий у вигляді моменту еквівалентної випадкової сили різання яка діє на динамічну систему верстата. Для розрахунку відповідних даному входу випадкових переміщень супорта сформована математична модель (рис. 6).

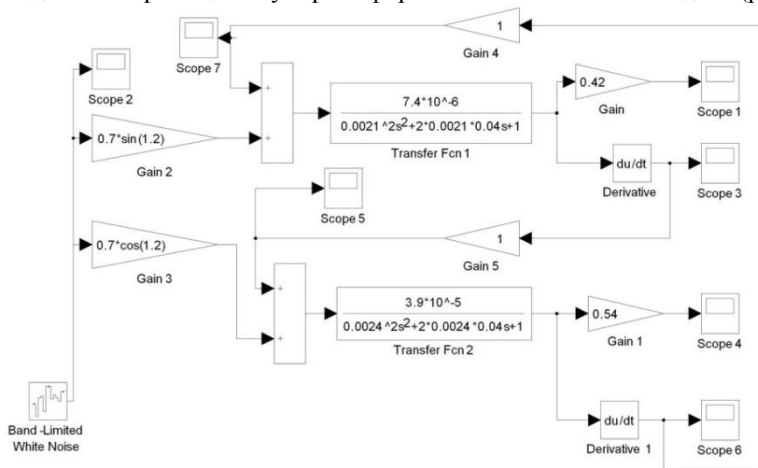


Рисунок 6 – Математична модель для розрахунку коливань супорта при дії випадкової сили різання із врахуванням гіроскопічних моментів при низьких частотах обертання шпинделя ($n=40..50$ об/хв)

Випадкова сила різання задається блоком Band Limited White Noise, який формує широкополосний випадковий процес. Сформована даним блоком випадкова сила різання має вигляд кусочно-постійного випадкового процесу із широким спектром (рис. 7).

В процесі моделювання має місце перехідна складова, яка відповідає виходу динамічної системи на усталений коливальний режим. Перехідний процес характеризується підвищенням амплітуди коливання, яка в подальшому стабілізується (рис. 8).

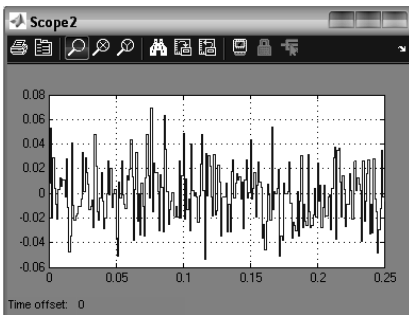


Рисунок 7 – Задана блоком Band Limited White Noise часова реалізація випадкової сили різання, що є вхідним збурюючим фактором динамічної системи супорта

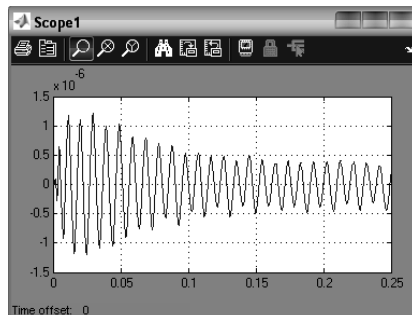
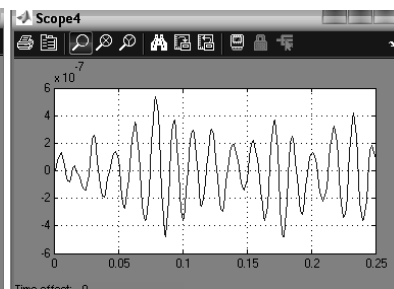
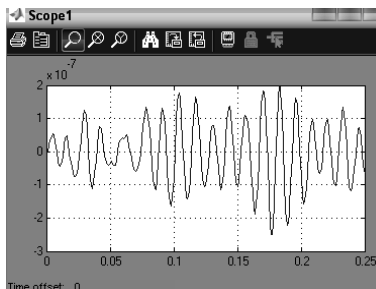


Рисунок 8 – Поперечно-кутові переміщення супорта відносно вісі у при дії випадкової сили різання на частотах обертання шпинделя 40..50 об/хв.

Розмах коливань заданої випадкової сили різання не перевищує 10Н. Це відповідає випадковим змінам сили різання, які мають місце в процесі токарної обробки деталі на верстаті ПАБ 350.

Наявність динамічних збурень випадкового характеру приводить до виникнення взаємопов'язаних коливальних режимів в просторовій динамічній системі верстата (рис. 9).



*a**б*

Рисунок 9 – Часові реалізації поперечно-кутових коливань супорта навколо вісі у (а) та навколо вісі х (б) які виникають при випадкових змінах сили різання

Із аналізу графіків випливає наявність взаємного впливу поперечно-кутових коливань при переміщеннях супорта навколо двох взаємно-ортогональних вісей x і y . Це відображає наявність параметричного зв'язку коливань, обумовлених впливом гіроскопічних моментів, що діють на обертові вали привода головного руху і шпиндель.

Розглянутий перехідний процес відповідає низьким частотам обертання шпинделя. При цьому гіроскопічні моменти в динамічній системі верстата є незначними. Це проявляється у вигляді рівномірних коливань супорта з частотою, близькою до частоти власних коливань.

Підвищення частоти обертання шпинделя до 700..800 об/хв обумовлює виникнення суттєвих гіроскопічних моментів (рис. 10).

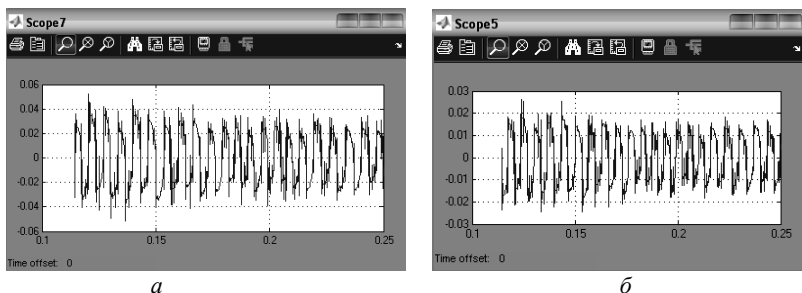


Рисунок 10 – Розрахункові гіроскопічні моменти, що діють на супорт при випадкових змінах сили різання та частоті обертання шпинделя 600..750 об/хв:

a – момент відносно вісі y ; $б$ – момент відносно вісі x

Розмах зміни гіроскопічних моментів загалом є незначним і не перевищує 0.1 Нм. Але резонансна (синфазна) дія гіроскопічних приводить до виникнення незатухаючих поперечно-кутових коливань супорта. Взаємний вплив коливань та диференціальні зворотні зв'язки по швидкості інтенсифікують процес і ускладнюють спектральний склад реалізацій проєкцій гіроскопічних моментів має місце прояв високочастотних складових коливань, які обумовлюють явище «биття» з маскуванням.

Наявність широкополосного випадкового моментного навантаження приводить до складних випадкових поперечно-кутових коливань супорта (рис. 11).

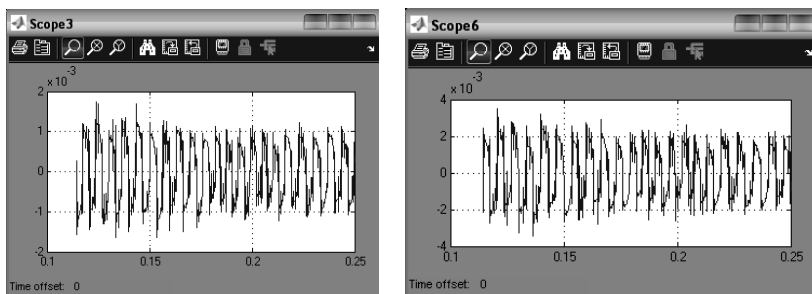


Рисунок 11 – Поперечно-кутові коливальні процеси в динамічній системі супорта: а – відносно вісі у; б – відносно вісі х

Із аналізу графіків поперечно-кутових коливань випливає, що наявність гіроскопічних моментів формує стійкий коливальний рух шпindelної бабаки із шпинделем. Розмах поперечно-кутових коливань шпindelної бабаки складає $7..15'$. При цьому розмах коливань шпинделя при коливаннях відносно вісі у в 1.6..2.2. раз менший розмаху коливань навколо вісі х. Це пояснюється суттєво меншою жорсткістю динамічної системи при її переміщенні навколо вісі х. Наявність незатухаючих коливань приводить до вібраційних переміщень шпинделя верстата з розмахом 0.8..1.8 мкм. Розмах коливань в напрямку вісі у суттєво більший ніж розмах коливань в напрямку вісі х. Тому інструментальне оснащення необхідно розташовувати в площині, близькій до площини oxz .

Поперечно-кутові коливання шпindelної бабаки мають широкий частотний спектр. Основна потужність вібраційного поля поперечно-кутових коливань зосереджена в частотних діапазонах 1150..1320; 620..680; 140..170 Гц. Дані частотні діапазони та кратні їм є небажаними і їх необхідно уникати в процесі обробки.

Висновки

1. Високотехнологічні токарні верстати з рухомим шпинделем мають особливі динамічні процеси, обумовлені дією поля гіроскопічних моментів у приводі головного руху.
2. Дія гіроскопічних моментів обумовлює формування перехресних зв'язків у парціальних динамічних підсистемах верстата відповідних поперечно-кутовим коливанням шпindelної бабаки відносно взаємно-ортогональних вісей.
3. Інтенсивність дії поля гіроскопічних моментів пропорційна кутовій швидкості обертання валів привода головного руху та шпинделя.

- Відповідно суттєвий вплив гіроскопічних моментів проявляється при високих частотах обертання шпинделя.
4. Дія поля гіроскопічних моментів проявляється у виникненні незатухаючих коливань шпинделя, розмах яких має порядок 1 мкм. Коливання мають резонансні частоти в діапазонах 1150..1320; 620..680; 140..170 Гц, які відповідають власним частотам коливань парціальних динамічних підсистем шпиндельної бабки.
 5. Як напрямок подальших досліджень, рекомендується розробка методів компенсації впливу гіроскопічних моментів на динамічні процеси в рухомій шпиндельній бабці токарного верстата.

Список літератури: 1. *Струтинський В.Б.* Математичне моделювання процесів та систем механіки / В.Б. Струтинський. – Житомир: ЖІТІ, 2001. – 616 с. Библиогр.: 601-608. ISBN 966-7570-94-0, тир. 1000 прим. 2. *Струтинський В.Б.* Структурна стохастична математична модель биття шпинделя вертикально-фрезерного верстата / В.Б. Струтинський, П.П. Мельничук // Вісник Житомирського інженерно-технологічного інституту. – 2001. – Спеціальний випуск. – С. 223–228. ISSN 1728-4260, тир. 300 прим. 3. *Струтинський В.Б.* Математична модель вібраційного поля довговимірної маложорсткої заготовки при обробці деталей токарним автоматом / В.Б. Струтинський, А.В. Алексєєва // Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві галузеве машинобудування, автоматизація. Вип. 12. – 2003. – С. 29–41., тир. 120 прим. 4. *Струтинський В.Б.* Математичне моделювання стохастичних процесів у системах приводів: Монографія. / В.Б. Струтинський, О.В. Колот – Краматорськ: ЗАТ “Тираж-51”, 2005. – 530 с. Библиогр.: 506-520. ISBN 966-302-540-9, тир. 500 прим. 5. *Кудинов В.А.* Динамика станков / А.В. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 360 с. Библиогр.: с.348-357, тир. 10000 екз.

Надійшла до редколегії 15.09.2010

УДК 621.9

М.А. ТКАЧЕНКО, канд. техн. наук, ст. викладач, ДГМА, Краматорськ;
О.Ю. АНДРОНОВ, канд. техн. наук, асистент, ДГМА, Краматорськ

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ З УРАХУВАННЯМ НАДІЙНОСТІ РІЗЦІВ ВАЖКИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ

Наведено результати досліджень в умовах підприємств важкого машинобудування експлуатації різальних інструментів при обробленні різних матеріалів. Розроблено модель надійності різця, за